

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-255401

(P2000-255401A)

(43) 公開日 平成12年9月19日 (2000.9.19)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

データベース(参考)

B 6 0 T 8/00

B 6 0 T 8/00

Z 3 D 0 4 6

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願平11-55147

(22) 出願日 平成11年3月3日 (1999.3.3)

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 中村 栄治

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(74) 代理人 100079669

弁理士 神戸 典和 (外3名)

Fターム(参考) 3D046 BB00 BB17 CC04 CC06 HH02

HH16 HH26 JJ04 JJ19 LL23

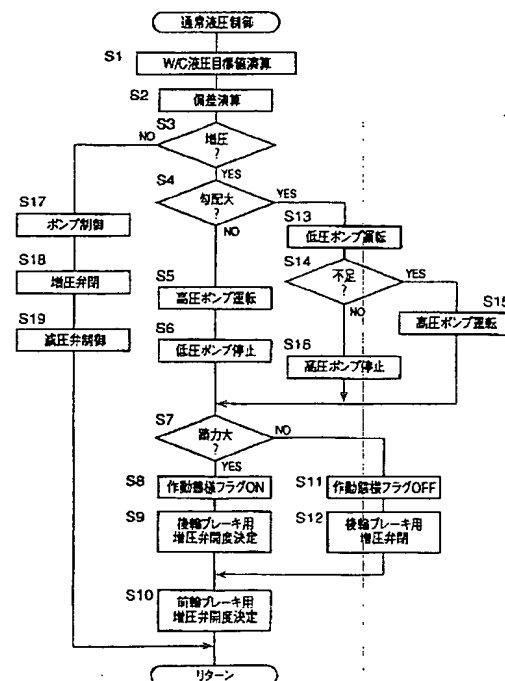
LL30 LL37

(54) 【発明の名称】 ブレーキシステム

(57) 【要約】

【課題】 できる限り消費電力が小さくて済むブレーキシステムを得る。

【解決手段】 ブレーキペダルの踏込みにより要求されている増圧勾配が設定勾配より小さい場合 (S4がNO) には、駆動電力の小さい高圧ポンプのみが運転され (S5)、設定勾配より大きい場合 (S4がYES) には、低圧ポンプのみ (S13)、または低圧ポンプと高圧ポンプとの両方 (S13およびS15) が運転されるようにする。また、ブレーキペダルの踏力が小さい場合 (S7がNO) には、前輪ブレーキの増圧用電磁制御弁のみが開かれ (S10およびS12)、踏力が大きい場合 (S7がYES) には、前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方の増圧用電磁制御弁が開かれるようにする (S9およびS10)。さらに、増圧用電磁制御弁は、増圧時に全開されるのではなく、要求増圧勾配に合った開度で開かれるようにする (S9またはS10)。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 ブレーキ操作部材と、  
少なくとも 1 個のブレーキと、  
電力により作動し、前記ブレーキ操作部材の操作に応じて、前記少なくとも 1 個のブレーキの制動力を制御する制動力制御装置とを含むブレーキシステムにおいて、前記制動力制御装置を、前記ブレーキ操作部材の操作量に応じた制動効果を複数の態様で発生可能なものとし、かつ、それら複数の態様のうち制動力制御装置への供給電力が小さくて済む態様を選択して制動力制御装置への電力供給を行う電力供給制御装置を設けたことを特徴とするブレーキシステム。

【請求項 2】 当該ブレーキシステムが、車両の前輪の回転を抑制する前輪ブレーキおよび後輪の回転を抑制する後輪ブレーキと、前輪ブレーキの制動力を制御する前輪制動力制御装置および後輪ブレーキの制動力を制御する後輪制動力制御装置とを含み、前記電力供給制御装置が、前記要求制動効果が小さい場合には、前輪制動力制御装置と後輪制動力制御装置との一方に電力を供給し、要求制動効果が大きい場合には前輪制動力制御装置と後輪制動力制御装置との両方に電力を供給する選択的電力供給部を含むことを特徴とする請求項 1 に記載のブレーキシステム。

【請求項 3】 前記前輪ブレーキと後輪ブレーキとの少なくとも一方が液圧により作動する液圧ブレーキであり、前記前輪制動力制御装置および後輪制動力制御装置のうち液圧ブレーキに対応するものが、駆動電力が互いに異なる複数のポンプを含み、前記電力供給制御装置が、前記ブレーキ操作部材の操作により要求される制動力の大きさと増大勾配との少なくとも一方に基づいて前記複数のポンプのうち駆動電力を供給するものを決定する選択的ポンプ駆動部を含むことを特徴とする請求項 1 または 2 に記載のブレーキシステム。

【請求項 4】 前記前輪ブレーキと後輪ブレーキとの少なくとも一方が液圧により作動する液圧ブレーキであり、前記前輪制動力制御装置および後輪制動力制御装置のうち液圧ブレーキに対応するものが、吐出流量が可変のポンプ装置と、そのポンプ装置から吐出されたブレーキ液の前記液圧ブレーキへの流入を制御することにより液圧ブレーキの増圧を制御する増圧制御弁装置とを含み、前記電力供給制御装置が、前記ポンプ装置と増圧制御弁装置とへの供給電力の和が小さくなるようにポンプ装置と増圧制御弁装置とへの供給電力の配分を制御する電力配分制御部を含むことを特徴とする請求項 1 ないし 3 のいずれか 1 つに記載のブレーキシステム。

【請求項 5】 ブレーキ操作部材と、  
少なくとも 1 個のブレーキと、  
電力により作動し、前記ブレーキ操作部材の操作に応じて、前記少なくとも 1 個のブレーキの制動力を制御する複数の制動力制御装置とを含むブレーキシステムにお

て、  
前記ブレーキ操作部材の操作により要求される制動効果が得られる範囲内において、前記複数の制動力制御装置への供給電力の和が小さくなるように複数の制動力制御装置への電力供給を制御する電力供給制御装置を設けたことを特徴とするブレーキシステム。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、ブレーキシステムにおける消費電力の節減に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】ブレーキシステムの中には、例えば、特開平 10-100884 号公報、特開平 9-109862 号公報等に記載されているように、ブレーキ操作部材と、少なくとも 1 個のブレーキと、電力により作動し、ブレーキ操作部材の操作に応じて、上記少なくとも 1 個のブレーキの制動力を制御する制動力制御装置とを含むものがある。また、上記少なくとも 1 個のブレーキの制動力を複数の制動力制御装置により制御するものもある。この種のブレーキシステムにおいて、従来は、ブレーキの制御のために消費される電力の節減には特別関心が払われていなかった。しかし、装置の駆動のために消費されるエネルギーが大きいことは勿論であるが、制動のためにも相当なエネルギーが必要であるから、ブレーキ制御のために消費される電力の節減にも関心が払われるべきである。特に、ブレーキシステムが自動車用である場合には、バッテリーやオルタネータを小形化する上でも電力の節減は重要な問題であり、電動モータにより駆動される電気自動車や、電動モータとエンジンとの両方により駆動されるハイブリッド車においては一層重要である。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題、課題解決手段および効果】本発明は、以上の事情を背景とし、電力の消費が少なく済むブレーキシステムを得ることを課題としてなされたものであり、本発明によって、下記各態様のブレーキシステムが得られる。各態様は請求項と同様に、項に区分し、各項に番号を付し、必要に応じて他の項の番号を引用する形式で記載する。これは、あくまでも本発明の理解を容易にするためであり、本明細書に記載の技術的特徴およびそれらの組合わせが以下の各項に記載のものに限定されると解釈されるべきではない。

(1) ブレーキ操作部材と、少なくとも 1 個のブレーキと、電力により作動し、前記ブレーキ操作部材の操作に応じて、前記少なくとも 1 個のブレーキの制動力を制御する制動力制御装置とを含むブレーキシステムにおいて、前記制動力制御装置を、前記ブレーキ操作部材の操作量に応じた制動効果を複数の態様で発生可能なものとし、かつ、それら複数の態様のうち制動力制御装置への供給電力が小さくて済む態様を選択して制動力制御装置

への電力供給を行う電力供給制御装置を設けたことを特徴とするブレーキシステム（請求項1）。ブレーキは、液圧により作動する液圧ブレーキでも、電動モータ等の電動アクチュエータにより作動する電動ブレーキでもよい。ブレーキが液圧ブレーキである場合には、制動力制御装置が液圧制御装置となり、電力供給制御装置が液圧制動装置への電力供給を制御する装置となる。ブレーキが電動ブレーキである場合には、電動アクチュエータ制御装置が制動力制御装置と電力供給制御装置とを兼ねることが多い。いずれにしても、制動力制御装置は、ブレーキ操作部材の制動操作により要求される同じ制動効果を、複数の態様で発生可能なものとされ、電力供給制御装置は、それら複数の態様のうちで供給電力が小さくて済む態様を選択し、その選択態様に応じて電力を供給するものとされる。したがって、例えば、液圧ブレーキに対して1個のポンプが設けられ、ブレーキ操作部材の操作量（操作力や操作ストローク）に応じてポンプの駆動電流が制御され、それによってポンプの吐出液圧が制御されて、液圧ブレーキの制動力が制御されるのみのブレーキシステムや、ブレーキ操作部材の操作量に応じて電動ブレーキの電動アクチュエータへの供給電流が制御され、電動ブレーキの制動力が制御されるのみのブレーキシステムのように、一つの制動効果を一つの態様でしか発生できないブレーキシステムは、本発明に係るブレーキシステムには当たらない。なお、作動状況を連続的に変え得る制動力制御装置は、制動効果を無限に多くの態様で発生可能なものと見なすこととする。

（2）当該ブレーキシステムが、車両の前輪の回転を抑制する前輪ブレーキおよび後輪の回転を抑制する後輪ブレーキと、前輪ブレーキの制動力を制御する前輪制動力制御装置および後輪ブレーキの制動力を制御する後輪制動力制御装置とを含み、前記電力供給制御装置が、前記要求制動効果が小さい場合には、前輪制動力制御装置と後輪制動力制御装置との一方に電力を供給し、要求制動効果が大きい場合には前輪制動力制御装置と後輪制動力制御装置との両方に電力を供給する選択的電力供給部を含む（1）項に記載のブレーキシステム（請求項2）。前輪ブレーキと後輪ブレーキとを備えた車両用ブレーキシステムにおいて、車両を減速させる必要が生じた場合に、その減速度が比較的小さければ、前輪ブレーキと後輪ブレーキとのいずれか一方のみを作動させても必要な減速度を発生させることができる。勿論、前輪ブレーキと後輪ブレーキとを共に作動させて必要な減速度を得ることも可能なのであるが、その場合には一方のみを作動させて同じ減速度を得る場合に比較して消費電力が大きくなるのが普通である。したがって、要求減速度、要求制動力等の要求制動効果が、例えば設定制動効果以下の場合には、前輪ブレーキと後輪ブレーキとのいずれか一方のみを作動させ、設定制動効果より大きい場合には、前輪ブレーキと後輪ブレーキとを共に作動させることと

すれば、消費電力を節減しつつ必要な制動効果を確保することができる。特に、自動車用のブレーキシステムにおいては、比較的小さい減速度を発生させればよいことが多く、多くの場合に前輪ブレーキと後輪ブレーキとのいずれか一方のみを作動させればよいため、大きな電力節減効果が得られる。自動車が電動モータにより駆動される電気自動車や、電動モータとエンジンとの両方により駆動されるハイブリッド車である場合には、消費電力の節減が特に強く求められるため、本発明が特に有効である。なお、前輪ブレーキと後輪ブレーキとのいずれか一方のみが作動させられる場合に、例えば回生制動が行われない側の車輪のブレーキ等、常に決まった方のブレーキが作動させられるようにすることも可能であるが、作動させるブレーキを予め定められた規則に基づいて自動的に決定する作動ブレーキ決定手段を設ける等により、前輪ブレーキと後輪ブレーキとがほぼ均等に作動させられるようにすることも可能である。

（3）前記選択的電力供給部が、前記要求制動効果が小さい場合には、前輪制動力制御装置に電力を供給し、後輪制動力制御装置には電力を供給しないものである（2）項に記載のブレーキシステム。制動に伴って前輪側への荷重移動が発生するため、一般に前輪ブレーキの方が後輪ブレーキより大きな制動効果を生じさせ得る。したがって、一方のブレーキを作動させる場合には前輪ブレーキが選ばれるようにしておけば、多くの場合後輪ブレーキを作動させる必要がない。

（4）前記前輪ブレーキおよび後輪ブレーキが共に動力液圧源の液圧に基づいて作動する液圧ブレーキであり、前記前輪制動力制御装置および後輪制動力制御装置が、前輪ブレーキおよび後輪ブレーキの液圧をそれぞれ増大させる増圧バルブと減少させる減圧バルブとを含み、かつ、後輪ブレーキ用の減圧バルブが常開弁である（3）項に記載のブレーキシステム。後輪ブレーキ用の減圧バルブを常開弁とすれば、制動終了後に動力液圧源の残圧を解消することが容易となるが、後輪ブレーキを作動させるためには必ず減圧バルブに電力を供給して閉状態とすることが必要である。そのため、電力節減上、後輪ブレーキはなるべく作動させない方がよい。

（5）前記前輪ブレーキと後輪ブレーキとの少なくとも一方が液圧により作動する液圧ブレーキであり、前記前輪制動力制御装置および後輪制動力制御装置のうち液圧ブレーキに対応するものが、駆動電力が互いに異なる複数のポンプを含み、前記電力供給制御装置が、前記ブレーキ操作部材の操作により要求される制動力の大きさと増大勾配との少なくとも一方に基づいて前記複数のポンプのうち駆動電力を供給するものを決定する選択的ポンプ駆動部を含む（1）項ないし（4）項のいずれか1つに記載のブレーキシステム（請求項3）。例えば、複数のポンプをそれぞれ吐出能力に余裕のある状態で運転するより、なるべく少数のポンプを能力一杯で運転する方が消

費電力が小さくて済む場合が多い。また、複数のポンプが低圧ポンプと高圧ポンプとである場合、一般に高圧ポンプの方が最大吐出流量が小さくされ、駆動電力が小さくて済むことが多い。そこで、ブレーキ操作部材の操作状態で決まる要求増圧勾配が小さければ、要求液圧が小さくても高圧ポンプが運転されるようにする方が消費電力が小さくて済む。選択的ポンプ駆動部は、例えばこれらの事情に基づいて予め設定される規則に従って、複数のポンプのうち駆動電力を供給するものを決定するものとされる。

(6) 前記前輪ブレーキと後輪ブレーキとの少なくとも一方が液圧により作動する液圧ブレーキであり、前記前輪制動力制御装置および後輪制動力制御装置のうち液圧ブレーキに対応するものが、開度に応じた流量でブレーキ液が液圧ブレーキに流入することを許容する開度制御可能増圧弁を含み、前記電力供給制御装置が、前記ブレーキ操作部材の操作により要求される制動力の増大勾配が小さい場合に大きい場合に比較して、前記開度制御可能増圧弁への供給電力を小さくする制動力勾配対応電力制御部を含む (1)項ないし (5)項のいずれか1つに記載のブレーキシステム。液圧ブレーキの液圧を増大させる必要がある場合に、開度制御可能増圧弁を全開にしてブレーキ液を液圧ブレーキに流入させることも可能であるが、要求される制動力の増大勾配が小さい場合には、開度制御可能増圧弁を小さい開度で開かせれば十分であり、そうすれば開度制御可能増圧弁への供給電力が小さくて済む。

(7) 前記前輪ブレーキと後輪ブレーキとの少なくとも一方が液圧により作動する液圧ブレーキであり、前記前輪制動力制御装置および後輪制動力制御装置のうち液圧ブレーキに対応するものが、吐出流量が可変のポンプ装置と、そのポンプ装置から吐出されたブレーキ液の前記液圧ブレーキへの流入を制御することにより液圧ブレーキの増圧を制御する増圧制御弁装置とを含み、前記電力供給制御装置が、前記ポンプ装置と増圧制御弁装置とへの供給電力の和が小さくなるようにポンプ装置と増圧制御弁装置とへの供給電力の配分を制御する電力配分制御部を含む (1)項ないし (6)項のいずれか1つに記載のブレーキシステム (請求項4)。吐出流量が可変のポンプ装置と増圧制御弁装置とを含むブレーキシステムにおいては、液圧ブレーキの液圧増大を、ポンプ装置の制御によっても増圧制御弁装置の制御によっても制御することができる。そして、ポンプ装置の制御にも増圧制御弁装置の制御にも電力が必要であるため、電力節減上、これらの制御に必要な電力の和ができる限り小さくなるように、ポンプ装置と増圧制御弁装置とへの供給電力の配分を制御することが望ましい。例えば、増圧制御弁装置を構成する増圧用電磁制御弁のソレノイドへの励磁電流を大きくして、増圧用電磁制御弁を全開にし、ポンプ装置への供給電流を小さくするより、増圧用電磁制御弁のソ

レノイドへの励磁電流を小さくして、増圧用電磁制御弁の開度を必要最小限にし、代わりにポンプ装置への供給電流を大きくする方が、同じ増圧速度を小さい電力で達成することができる場合が多い。

(8) ブレーキ操作部材と、少なくとも1個のブレーキと、電力により作動し、前記ブレーキ操作部材の操作に応じて、前記少なくとも1個のブレーキの制動力を制御する複数の制動力制御装置とを含むブレーキシステムにおいて、前記ブレーキ操作部材の操作により要求される制動効果が得られる範囲内において、前記複数の制動力制御装置への供給電力の和が小さくなるように複数の制動力制御装置への電力供給を制御する電力供給制御装置を設けたことを特徴とするブレーキシステム (請求項5)。複数の制動力制御装置は、少なくとも1個のブレーキの各々に対して複数ずつ設けられるものでもよく、複数のブレーキの各々に対応して1個ずつ設けられるものでもよい。前者の一例が (7)項に記載の態様であり、後者の一例が (2)項に記載の態様である。本ブレーキシステムにおいては、複数の制動力制御装置への電力供給が電力供給制御装置により制御されることによって、消費電力が節減される。

【0004】

【発明の実施の形態】本発明の一実施形態である液圧ブレーキシステムを図1ないし図5に基づいて説明する。図1において、符号10および12はそれぞれ左前輪および右前輪を示し、符号14および16はそれぞれ左後輪および右後輪を示す。前輪10、12には、ブレーキシリンダとしてのフロントホイールシリンダ (ホイールシリンダを必要に応じてW/Cと略記する) 20、22を備えた液圧ブレーキが前輪ブレーキとして設けられており、フロントW/C 20、22に液圧が供給されることにより作動して、前輪10、12に制動トルクを加える。後輪14、16にも同様に、ブレーキシリンダとしてのリヤW/C 24、26を備えた液圧ブレーキが後輪ブレーキとして設けられている。フロントW/C 20、22には、マニュアル液圧源30の液圧と動力液圧源32の液圧とが択一的に供給され、リヤW/C 24、26には必ず動力液圧源32の液圧が供給される。

【0005】マニュアル液圧源30は、ブレーキ操作部材としてのブレーキペダル36の操作力 (踏力と称する) に対応した液圧を発生させるマスタシリンダ (必要に応じてM/Cと略記する) 38を備えている。M/C 38はタンデム式であり、2つの独立した加圧室に同じ大きさの液圧を発生させる。M/C 38にはマスタリザーバ39が設けられている。ブレーキペダル36がブレーキ非作用位置にあり、M/C 38内の加圧ピストンが後退端位置にある状態では、M/C 38の2つの加圧室はマスタリザーバ39と連通しており、加圧ピストンが後退端位置から僅かに前進させられると、加圧室がマスタリザーバ39から遮断される。一方の加圧室は液通路

40によりフロントW/C20、他方の加圧室は液通路42によりフロントW/C22に接続されている。液通路40、42にはそれぞれ常開の電磁開閉弁から成るマスタシリンダカット弁(M/Cカット弁)44、46が設けられており、それらM/Cカット弁44、46よりフロントW/C20、22側の液圧はW/C液圧センサ50、52により検出され、M/C38側の液圧はM/C液圧センサ54により検出される。

【0006】ブレーキペダル36とM/C38との間にはストロークシミュレータ55が配設されるとともに、液通路42のM/Cカット弁46よりM/C38側の部分にもストロークシミュレータ56が接続されており、かつ、ブレーキペダル36の踏込ストロークがストロークセンサ58によって検出される。上記ストロークシミュレータ55は、スプリング等の弾性部材を備え、弾性部材の弾性変形によりブレーキペダル36のM/C38に対する所定量の相対移動を許容する純機械的なものであり、ストロークシミュレータ56は、M/Cカット弁44、46が閉じられた状態で液圧を増大させつつ作動液を収容することによりM/C38からの作動液の排出を許容するものであって、2つのストロークシミュレータ55、56が共同して、動力液圧源32を有しない通常の液圧ブレーキ装置におけるブレーキ操作に似た感触を運転者に与えるものである。

【0007】動力液圧源32は、それぞれ電動モータ60、62により駆動される低圧ポンプ64および高圧ポンプ66を備えている。低圧ポンプ64および高圧ポンプ66は共にギヤポンプとされており、高圧ポンプ66は、低圧ポンプ64よりも最大吐出液圧が高く、かつ、最大吐出流量が小さいものとされている。そのため、同じ液圧を発生させるには、高圧ポンプ66の方が低圧ポンプ64より駆動電力が小さくて済む。

【0008】低圧ポンプ64および高圧ポンプ66の各吐出側であって、低圧ポンプ64から吐出された作動液をW/C20~26に供給する液通路と、高圧ポンプ66から吐出された作動液をW/C20~26に供給する液通路とが合流する部分よりも、低圧ポンプ64側および高圧ポンプ66側にそれぞれ、逆止弁68、70が設けられている。逆止弁68は、高圧ポンプ66の作動時に、低圧ポンプ64に高圧ポンプ66の高い吐出液圧が作用することを防止し、ギヤポンプである低圧ポンプ64から作動液が漏れることを防止し、高圧ポンプ66から吐出された高圧の作動液によって低圧ポンプ64が逆転させられることを防止する役割を果たす。高圧ポンプ66から吐出される高圧の作動液によって低圧ポンプ64が逆転させられ、作動液がマスタリザーバ39へ戻ることを防止するために、電動モータ60に保持トルクを加えておかななくてもよいのである。また、逆止弁70は、ギヤポンプである高圧ポンプ66から作動液が漏れることを防止するとともに、低圧ポンプ64のみが作動

する際に、低圧ポンプ64の吐出液圧に基づいて高圧ポンプ66が逆方向に回転させられ、作動液がマスタリザーバ39へ戻ることを防止する。低圧ポンプ64の作動時であって高圧ポンプ66の非作動時に、高圧ポンプ66を駆動する電動モータ62に保持トルクを加えておかななくても、高圧ポンプ66の逆回転を防止することができるのである。

【0009】動力液圧源32の液圧は液通路72によりW/C20~26に供給され、ポンプ液圧センサ74により検出される。なお、動力液圧源32には、図示を省略するが、高圧ポンプ66に対して、それに予定されている最大吐出液圧をリリーフ圧とするリリーフ弁が設けられている。前記逆止弁70は、万一、このリリーフ弁が異物を噛み込む等により閉じなくなった場合に、ブレーキ液がマスタリザーバ39へ漏れてしまうことを防止する機能も果たす。以上の説明から明らかなように、本実施形態においては、動力液圧源32は、電動モータ60、62、低圧ポンプ64、高圧ポンプ66および逆止弁68、70と、図示しないリリーフ弁とから成るポンプ装置によって構成されているのである。ポンプ装置の吐出液圧が動力液圧源32の液圧であり、ポンプ装置の吐出液圧を検出するポンプ液圧センサ74が動力液圧源液圧検出装置を構成している。ポンプ装置の吐出液圧をP<sub>p</sub>で表すが、この吐出液圧P<sub>p</sub>は、動力液圧源32の液圧でもあるのである。なお、低圧ポンプ64、高圧ポンプ66の少なくとも一方がプランジャポンプ等、吐出弁を備えたものである場合には、逆止弁68、70の少なくとも一方を省略してもよい。

【0010】フロントW/C20、22にそれぞれ対応して、増圧用電磁制御弁76と減圧用電磁制御弁78、増圧用電磁制御弁80と減圧用電磁制御弁82が設けられている。これらは図2に概略的に示す構造を有し、共に常閉のシート弁である。リヤW/C24、26に対応して増圧用電磁制御弁84と減圧用電磁制御弁86、増圧用電磁制御弁88と減圧用電磁制御弁90が設けられている。図3に示すように、増圧用電磁制御弁84、88は常閉のシート弁であるが、減圧用電磁制御弁86、90は常開のシート弁である。これらの構造は後に詳述する。リヤW/C24、26の液圧はそれぞれW/C液圧センサ92、94により検出される。

【0011】前輪10、12側の前記増圧用電磁制御弁76および減圧用電磁制御弁78は図2に概略的に示す構造を有している。増圧用電磁制御弁76は、弁座130とそれに対して着座、離間可能な弁子132とから成るシート弁134を備え、弁子132は、付勢装置としてのばね136により着座方向に付勢されている。弁子132と一体的に可動コア138が設けられており、これに対向して固定コア140が設けられている。これら両コア138、140は上記ばね136により互いに離間させられているが、コイル142に電流が供給される

ことにより磁化され、可動コア138が固定コア140側に吸引される。それにより、弁子132が弁座130から離間させられ、シート弁134が開かれる。増圧用電磁制御弁76は、それ自身の前後の液圧差が弁子132を弁座130から離間させる向きに作用する向きで動力液圧源32とフロントW/C20とに接続されている。したがって、弁子132は、シート弁134前後の液圧差に基づく差圧作用力と、可動コア138、固定コア140およびコイル142から成るソレノイド144の電磁駆動力との和が、ばね136の付勢力と釣り合う位置で停止することとなり、コイル142への供給電流の制御による電磁駆動力の制御によって、シート弁134の開度を制御することができる。増圧用電磁制御弁76の開度を制御することができるのであり、それによって作動液の流量、すなわちフロントW/C20の増圧勾配(すなわち増圧速度)を制御することができる。また、動力液圧源32の液圧とフロントW/C20の液圧との差が小さくなり、差圧作用力と電磁駆動力との和がばね136の付勢力より僅かに小さくなれば、弁子132が弁座に130に着座してシート弁134が閉じるため、コイル142への供給電流の制御により動力液圧源32の液圧とフロントW/C20の液圧との差を制御することができる。

【0012】減圧用電磁制御弁78の構造は増圧用電磁制御弁76と同じであるため、互に対応する構成要素を同一の符号で示し、説明を省略する。ただし、減圧用電磁制御弁78は、フロントW/C20の液圧とマスタリザーバ39の液圧との差に基づく差圧作用力が、弁子132を弁座130から離間させる向きに作用する向きで、フロントW/C20とマスタリザーバ39とに液通路40と液通路146とにより接続されている。したがって、コイル142への供給電流の制御により、フロントW/C20の減圧速度およびフロントW/C20とマスタリザーバ39との差圧を制御することができる。マスタリザーバ39の液圧は実質的に大気圧と見なし得るため、フロントW/C20とマスタリザーバ39との差圧の制御は、そのままフロントW/C20の液圧制御となる。

【0013】リヤW/C24、26側の増圧用電磁制御弁84、88は上記フロントW/C20、22側の増圧用電磁制御弁76、80と同じであるため、図3において、互に対応する構成要素を同一の符号で示し、説明を省略する。それに対し、減圧用電磁制御弁86、90は常開のシート弁であり、構造がやや異なる。弁座130、弁子132から成るシート弁134を備えることは同じであるが、弁子130はばね150により弁座130から離間する向きに付勢されている。シート弁134は、リヤW/C24とマスタリザーバ39との差圧に基づく差圧作用力が弁子132を弁座130から離間させる向きに作用する向きで配設されている。弁子132の

後端部は固定コア152の中央に形成された貫通穴を貫通して延びており、固定コア152から突出させられるとともに、可動コア154と一体的に設けられている。コイル156に電流が供給されれば、固定コア152および可動コア154が磁化され、可動コア154が固定コア152側に吸引されることにより、弁子132に電磁駆動力が付与される。固定コア152、可動コア154およびコイル156から成るソレノイド158の電磁駆動力が、上記差圧作用力に抗して弁子132を弁座130に着座させる向きに作用するのである。なお、ばね150の付勢力は、差圧作用力も電磁駆動力も作用しない状態で弁子132を弁座130から離間した状態に保ち得る大きさであればよく、弁子132に作用する力の釣合を考える際には無視して差し支えない。

【0014】以上説明した各構成要素は図4に示す制御装置170に接続されている。制御装置170は液圧制御コンピュータ172を備え、この液圧制御コンピュータ172は、PU(プロセッシングユニット)174、ROM176、RAM178、I/Oポート180を備えている。I/Oポート180には、前記ストロークセンサ58を始めとする各種検出器が接続されるとともに、前記電動モータ60を始めとする各種アクチュエータが、それぞれ駆動回路184を介して接続されている。これら駆動回路184と液圧制御コンピュータ172とにより制御装置170が構成されているのである。I/Oポート180には、車輪スリップ状態監視コンピュータ186が接続されており、ROM176には、図示および説明を省略するメインルーチンを始めとする他の制御プログラムと共に、図5のフローチャートで表される通常液圧制御ルーチンが格納されている。PU174は、ストロークセンサ58を始めとする各種検出器からの情報に基づいて、RAM178を利用して、通常液圧制御ルーチンを実行し、W/C20~26の液圧を制御するとともに、車輪スリップ状態監視コンピュータ186からの情報等に基づき、制動時における車輪の過大なスリップを防止するアンチロック制御、加速時における車輪の過大なスリップを防止するトラクション制御、車両の操縦安定性を確保するために液圧ブレーキシステムを作動させるビークルスタビリティ制御等をも行う。なお付言すれば、液圧制御コンピュータ172と車輪スリップ状態監視コンピュータ186とを1つのコンピュータで構成することも可能である。例えば、上記メインルーチン、通常液圧制御ルーチン等の制御プログラムを実行するコンピュータのROMに、車輪スリップ状態監視プログラムをも格納し、時分割で実行させるのである。

【0015】上記アンチロック制御、トラクション制御、ビークルスタビリティ制御等は本発明を理解する上で必要がないため説明を省略し、以下、通常液圧制御ルーチンの実行によるW/C20~26の液圧制御を説明

する。通常液圧制御ルーチンは例えば 5 msec 毎のように一定微小時間毎に 1 回実行される。まず、ステップ 1

(以下 S 1 と記載する。他のステップについても同様)において、W/C 液圧の目標値が演算される。この演算は、原則的には W/C 液圧の目標値が M/C 液圧センサ 5 4 により検出される M/C 液圧 (ブレーキペダル 3 6 の踏力に対応する) に比例するように行われるが、ブレーキペダル 3 6 の踏込操作に対して M/C 液圧の上昇が遅れるため、ストロークセンサ 5 8 により検出されるブレーキペダル 3 6 の踏込ストロークも考慮して行われる。本実施形態においては、W/C 液圧の目標値である目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  が M/C 液圧  $P_{mc}$  と踏込ストローク  $S$  との間に  $P_{wcnm} = \gamma(t) \cdot P_{mc} + \delta(t) \cdot S$  の関係が成り立つように決定される。ここにおいて、係数  $\gamma(t)$  はブレーキペダル 3 6 の踏込開始からの経過時間  $t$  が增大するほど大きくなり、係数  $\delta(t)$  は経過時間  $t$  が增大するほど小さくなるものである。ただし、上記式に限らず、一般的に  $P_{wcnm} = f(t, S, P_{mc})$  の関数に基づいて決定されるようにすることができる。

【0016】S 1 においては、上記のように、ブレーキペダル 3 6 の操作状態に応じた目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  が演算されるのであるが、後述のように、本液圧ブレーキシステムは、ブレーキペダル 3 6 の踏力 (M/C 液圧  $P_{mc}$ ) が小さく、要求されている減速度が小さい場合には、前輪ブレーキのみが作動させられ、大きな減速度が要求されている場合には、前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方が作動させられるように構成されているため、目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  の演算が、前輪ブレーキのみが作動させられる場合には、前輪ブレーキのみにより要求減速度が達成されるように行われ、前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方が作動させられる場合には、両方のブレーキにより要求減速度が達成されるように行われる。そのために、前輪ブレーキのみが作動させられる状態であるか、前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方が作動させられる状態であるかを表す作動態様フラグが RAM 1 7 8 に設けられており、この作動態様フラグが図示しないメインルーチンの初期設定において、前輪ブレーキのみが作動させられる状態であることを表す「0」に設定されるとともに、後述の S 7 の判定結果が YES の場合には前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方が作動させられる状態であることを表す「1」に設定され、NO の場合には「0」に戻される。S 1 においては、この作動態様フラグの値が「0」であるか「1」であるかに基づいて、目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  の演算が行われる。ブレーキペダル 3 6 の踏力は、踏込開始当初は必ず小さいため、まず前輪ブレーキの作動が開始され、その後踏力が設定踏力を越えれば、後輪ブレーキの作動も開始されることとなる。この場合には、S 1 においては、当初前輪ブレーキのみで要求減速度が達成されるように目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  が演算され、後に、前輪ブレーキと後輪ブレー

キとの両方で要求減速度が達成されるように目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  が演算されることになる。しかも、本実施形態においては、前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方が作動させられる場合には、フロント W/C 2 0, 2 2 の液圧とリア W/C 2 4, 2 6 の液圧とが実質的に等しくなるように制御されるため、踏力が設定踏力を越えた時点でフロント W/C 2 0, 2 2 の目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  が急減させられることになる。しかし、後輪ブレーキにより得られる減速度は前輪ブレーキにより得られる減速度より相当小さく、また、ブレーキペダル 3 6 がほぼ一定の速度で踏み込まれて、踏力が設定踏力を越える場合には、フロント W/C 2 0, 2 2 の液圧に制御遅れが生じているため、上記フロント W/C 2 0, 2 2 の目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  の急減に起因する実際の減速度の変化は、運転者に違和感を与えるほど大きくはならないのが普通である。

【0017】S 2 において、実際の W/C 液圧である実 W/C 液圧  $P_{wcac}$  の上記目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  に対する偏差が演算される。通常制動時においては、前輪ブレーキのみが作動させられる場合にはフロント W/C 2 0, 2 2 同士の実 W/C 液圧  $P_{wcac}$ 、前輪ブレーキと後輪ブレーキとが共に作動させられる場合には W/C 2 0 ~ 2 6 の実 W/C 液圧  $P_{wcac}$  は本来互いに等しいはずであるが、実際には増圧用電磁制御弁 7 6 等の個体差によって、W/C 2 0 ~ 2 6 の実 W/C 液圧  $P_{wcac}$  には微小なばらつきが生じる。そのため、S 2 においては、すべての W/C 2 0 ~ 2 6 の実 W/C 液圧  $P_{wcac}$  の目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  に対する偏差が求められる。そして、S 3 において、上記偏差のいずれかが W/C 液圧の増大を必要とするものであるか否か、すなわち、いずれかの W/C の実 W/C 液圧  $P_{wcac}$  が目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  より小さいか否かが判定される。判定の結果が YES、すなわち 1 輪以上の W/C において増圧の必要があると判定された場合には、S 4 において、要求増圧勾配が大きいかが判定される。すなわち、S 1 において今回演算された目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  から前回演算された目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  を差し引いた差である要求増圧勾配が設定増圧勾配 (前輪ブレーキのみが作動させられる場合と、前輪ブレーキと後輪ブレーキとが共に作動させられる場合とでは異なる値に設定される) より大きいかが否かの判定が行われるのである。

【0018】判定の結果が NO、すなわち要求増圧勾配が小さい場合には、S 5 において高圧ポンプ 6 6 の運転が行われる。高圧ポンプ 6 6 を駆動する電動モータ 6 2 に、前記目標 W/C 液圧  $P_{wcnm}$  および上記要求増圧勾配を達成するに適した電流が供給されて、高圧ポンプ 6 6 が適切な駆動力で駆動されるのである。なお、電動モータ 6 2 への供給電流と、高圧ポンプ 6 6 により実現される吐出液圧および増圧勾配との関係が予め実験により調べられてテーブル化され、ROM 1 7 6 に格納されてお



り、電動モータ62への供給電流は、このポンプ性能テーブルに基づくフィードフォワード制御と、ポンプ液圧センサ74の検出結果に基づくフィードバック制御とにより制御される。続いて、S6において、低圧ポンプ64の運転が停止される。電動モータ60への供給電流が停止されるのであり、それによって、それまで低圧ポンプ64が運転されていた場合には停止させられ、運転されていなかった場合には停止し続けさせられる。

【0019】その後、S7において、M/C液圧センサ54により検出されたM/C液圧が設定M/C液圧より大きいかなんかの判定により、ブレーキペダル36の踏力が設定踏力より大きいかなんかの判定される。設定M/C液圧は、それに見合う減速度を前輪ブレーキのみで発生可能である限界の液圧に設定されており、S7の判定結果がYESであれば、S8において、前述のように作動様式フラグが前輪ブレーキと後輪ブレーキとが共に作動させられることを表す「1」に設定され、S9において、リヤW/C24, 26に対応する増圧用電磁制御弁84, 88の開度が決定される。前記要求増圧勾配を達成するに適した開度が決定されるのであり、その開度に対応する電流が増圧用電磁制御弁84, 88のソレノイド144に供給される。なお、増圧用電磁制御弁84, 88の実際の開度は、ソレノイド144への供給電流のみではなく、増圧用電磁制御弁84, 88の前後の液圧差の影響も受けるが、ここで供給される電流は、増圧用電磁制御弁84, 88の前後の液圧差を0であると仮定した場合に、上記決定された開度が得られる電流である。この電流の供給によって、リヤW/C24, 26にブレーキ液が供給され、後輪ブレーキが作動させられる。また、S10において、フロントW/C20, 22に対応する増圧用電磁制御弁76, 80の開度が決定され、その開度に対応する電流がソレノイド144に供給されて、前輪ブレーキが作動させられる。増圧用電磁制御弁76, 80の開度の決定と、ソレノイド144への電流の供給は後輪ブレーキの場合と同様に行われる。

【0020】このように、ブレーキペダル36の踏力が設定踏力より大きい場合には、後輪ブレーキと前輪ブレーキとの両方が作動させられるのであるが、ブレーキペダル36の踏力が設定踏力より小さい場合にはS7の判定結果がNOとなり、S11において、作動様式フラグが前輪ブレーキのみが作動させられることを表す「0」に設定され、S12において、リヤW/C24, 26に対応する増圧用電磁制御弁84, 88が閉じられる。その後、S10において前輪ブレーキが作動させられるのであるが、上記のように増圧用電磁制御弁84, 88が閉じられているため、後輪ブレーキは作動させられず、前輪ブレーキのみが作動させられることとなる。

【0021】前記S4の判定結果がYESの場合、すなわち要求増圧勾配が大きい場合には、S13において低圧ポンプ64が運転される。この低圧ポンプ64の運転

も前記高圧ポンプ66の運転と同様に行われるが、低圧ポンプ64の運転では不足の場合、すなわち、実現された増圧勾配が要求増圧勾配より小さい場合、または目標W/C液圧が低圧ポンプ64の最大吐出液圧より大きい場合には、S14の判定がYESとなり、S15において高圧ポンプ66の運転が行われる。低圧ポンプ64と高圧ポンプ66との両方が運転され、大きな増圧勾配または大きな吐出液圧が得られるようにされるのである。ただし、S13において低圧ポンプ64の運転が開始された直後にS14の判定が行われれば、未だ低圧ポンプ64が定常運転状態に達していないため、S14の判定が必ずYESになり、高圧ポンプ66の運転が開始されてしまう。したがって、S14の判定は、S13において低圧ポンプ64の運転が開始された後、定常運転状態になるのに十分な時間が経過した後のみ行われ、それ以前は必ずS16へ移行するようにされている。S16においては、高圧ポンプ66の運転が停止させられる。低圧ポンプ64のみの運転で要求増圧勾配および要求液圧が満たされる場合には、高圧ポンプ66は運転されないものである。

【0022】また、前記S3の判定結果がNO、すなわちフロントW/C20, 22およびリヤW/C24, 26のいずれにおいても増圧の必要がない場合には、S17において、高圧ポンプ66, 低圧ポンプ64のうち、その時点で運転されているものの電動モータ60, 62の電流が、ポンプ液圧センサ74により検出される液圧が、その時点における目標W/C液圧 $P_{wc\_new}$ より予め定められた一定量だけ高い液圧となるように制御される。続いて、S18において、すべての増圧用電磁制御弁76, 80, 84, 88が閉じられ、S19において、減圧用電磁制御弁78, 82, 86, 90のうち、減圧が必要なものは開かれ、保持が必要なものは閉じられる。この制御により、フロントW/C20, 22およびリヤW/C24, 26の各液圧が、ブレーキペダル36の踏込操作状況によって決まる減速度が実現される大きさにそれぞれ制御される。

【0023】このように、本液圧ブレーキシステムにおいては、要求増圧勾配が大きい場合には、消費電力の大きい低圧ポンプ64が運転されるが、要求増圧勾配が小さい場合には、消費電力の小さい高圧ポンプ66が運転されるため、ポンプ装置により構成される動力液圧源32の制御に要する電力が可及的に小さくて済む。また、要求減速度が大きい場合には、前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方が作動させられるのであるが、要求減速度が小さい場合には、前輪ブレーキのみが作動させられるため、常に前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方が作動させられる場合に比較して、増圧用および減圧用の電磁制御弁76ないし90の制御に要する電力が小さくて済む。特に、後輪ブレーキ用の減圧用電磁制御弁86, 90は常開弁であるため、後輪ブレーキを作動させるため



には減圧用電磁制御弁86、90のソレノイド158に励磁電流を供給し続けることが必要であり、消費電力が大きい。後輪ブレーキは特に大きな減速度が要求された場合にのみ作動させられるようになっているため、消費電力が小さくて済む。さらに、増圧制御時に、増圧用電磁制御弁76、80、84、88は、要求増圧勾配に応じた開度で開かれるようになっているため、増圧制御時には常に全開とされる場合に比較して、制御用電力が小さくて済む。

【0024】以上の説明から明かなように、本実施形態においては、増圧用電磁制御弁76、80および減圧用電磁制御弁78、82が前輪制動力制御装置を構成し、増圧用電磁制御弁84、88および減圧用電磁制御弁86、90が後輪制動力制御装置を構成し、液圧制御コンピュータ172のS7ないしS12を実行する部分が選択的電力供給部を構成している。また、低圧ポンプ64と高圧ポンプ66とが駆動電力が互いに異なる複数のポンプを構成し、液圧制御コンピュータ172のS4ないしS6およびS13ないしS16を実行する部分が選択的ポンプ駆動部を構成している。そして、上記前輪制動力制御装置および後輪制動力制御装置が、電動モータ60、62およびそれらを駆動する駆動回路184と共に制動力制御装置を構成し、上記選択的電力供給部および選択的ポンプ駆動部が電力供給制御装置を構成している。

【0025】さらに、低圧ポンプ64および高圧ポンプ66が吐出流量が可変のポンプ装置を構成し、増圧用電磁制御弁76、80、84、88が増圧制御弁装置を構成し、液圧制御コンピュータ172の図5の通常液圧制御ルーチンを実行する部分が電力配分制御部を構成している。また、上記吐出流量が可変のポンプ装置と、増圧制御弁装置とが複数の制動力制御装置を構成し、液圧制御コンピュータ172の図5の通常液圧制御ルーチンを実行する部分が電力供給制御装置を構成している。

【0026】なお付言すれば、上記実施形態においては、当初前輪ブレーキのみが作動させられ、後にブレーキペダル36の踏力が設定踏力より大きくなった場合に、後輪ブレーキが追加的に作動させられるのであるが、その場合に、単独で要求減速度を実現していた前輪ブレーキの目標W/C液圧（目標制動力）が一旦小さくされて、前輪ブレーキと後輪ブレーキとが同じW/C液圧で作動させられることにより共同で要求減速度を実現するようにされていた。しかし、前輪ブレーキはそれまでの制動力を維持し、後輪制動力が単純に付加され、0から徐々に大きくされるようにすることも可能である。後輪制動力を0から徐々に大きくすることは、動力液圧源32の液圧を一定に保ち、増圧用電磁制御弁84、88を制御することにより実現し得る。

【0027】また、上記実施形態においては、ポンプ装置により構成される動力液圧源32の制御に要する電力

が可及的に小さくて済むようにする対策と、要求減速度が小さい場合には前輪ブレーキのみが作動させられるようにすることによって消費電力が小さくて済むようにする対策と、増圧制御時に増圧用電磁制御弁76、80、84、88を不必要に大きく開弁させないようにすることによって消費電力が小さくて済むようにする対策との3つがすべて講じられていたが、図6、図7および図8にそれぞれ示す制御ルーチンにより、3つの対策の各々が独立に講じられるようにすることも可能である。また、制御ルーチンの図示は省略するが、上記3つの対策の任意の2つが組み合わせられて実施されるようにすることも可能である。

【0028】図6のポンプ装置制御ルーチンでは、S20においてストロークセンサ58からブレーキペダル36の踏みストロークが読み込まれ（M/C液圧センサ54からM/C液圧が読み込まれてもよい）、その踏みストロークが増大中であるか否かによってS21において増圧が必要か否かの判定が行われる。増圧が必要であれば、S22において、前回の踏みストロークと今回の踏みストロークとの差が第1設定差以下であるか否かにより、要求増圧勾配が小さいか否かの判定が行われ、判定がYESであれば、S23で高圧ポンプ66が運転される。判定がNOであればS24において、前回の踏みストロークと今回の踏みストロークとの差が第1設定差より大きい第2設定差以下であるか否かにより、要求増圧勾配が中程度であるか否かの判定が行われ、判定がYESであれば、S25において低圧ポンプ64が運転されるが、判定がNOであれば、要求増圧勾配が大きいということであるから、S26において高圧ポンプ66と低圧ポンプ64との両方が運転される。また、S25の実行後に、S27において踏みストロークが設定ストローク以上であるか否かにより、踏みストロークが大きいか否かの判定が行われ、判定がYESであれば、S28で高圧ポンプ66が追加的に運転されて、高圧のブレーキ液がW/C20～26に供給可能とされる。前記S21の判定がNOであれば、S29においてその時点で運転されている高圧ポンプ66、低圧ポンプ64の吐出液圧が維持される。

【0029】図7の前後輪ブレーキ制御ルーチンでは、S31において、ブレーキペダル36の踏力が読み込まれる。踏力はM/C液圧センサ54の検出結果から換算されてもよく、ブレーキペダル36に取り付けられた踏力センサから読み込まれてもよい。踏力の代わりに、ストロークセンサ58からストロークが読み込まれるようにすることも可能である。続いてS32において、読み込まれた踏力（またはストローク）から要求減速度が演算され、S33において要求減速度が設定減速度より大きいか否かが判定される。判定の結果がYESの場合には、S34で前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方が作動させられ、NOの場合には、S35で前輪ブレーキの

みが作動させられる。前輪ブレーキ、後輪ブレーキは共に液圧ブレーキでもよく、少なくとも一方が電動ブレーキとされてもよい。

【0030】図8の電磁制御弁制御ルーチンにおいては、S41でブレーキペダル36の踏力が読み込まれ、S42で増圧が必要であるか否かが判定される。判定がYESであれば、S43において、踏力の変化速度に基づいて増圧用電磁制御弁76、80、84、88の開度が決定され、判定がNOであれば、S44で減圧が必要であるか否かが判定される。判定がYESであれば、S45において、踏力の変化速度に基づいて減圧用電磁制御弁78、82、86、90の開度が決定され、判定がNOであれば、S46において、増圧用電磁制御弁76、80、84、88および減圧用電磁制御弁78、82、86、90が共に閉じられる。本実施形態においては、ブレーキペダル36の操作に応じて増圧用、減圧用の電磁制御弁が一斉に制御されるが、M/C液圧センサ54、W/C液圧センサ50、52、92、94の検出結果に基づいて各々独立に制御されるようにすることも可能である。

【0031】また、前記実施形態は、本発明が液圧ブレーキシステムに適用された場合の一例であるが、本発明はこれ以外の態様で液圧ブレーキシステムに適用することは勿論、電動モータ等の電動アクチュエータにより作動する電動ブレーキを備えたブレーキシステムに適用することも可能である。その最も単純な一例は、要求減速度が小さい場合には、前輪ブレーキの電動アクチュエータと後輪ブレーキの電動アクチュエータとのいずれか一方のみが作動させられ、要求減速度が大きい場合には、前輪ブレーキと後輪ブレーキとの両方の電動アクチュエータが作動させられるブレーキシステムである。

【0032】その他、いちいち例示することはないが、前記〔発明が解決しようとする課題、課題解決手段および効果〕の項に記載された態様を始め、当業者の知識に基づいて種々の変形、改良を加えた態様で本発明を実施することができる。

# ＊【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態である液圧ブレーキシステムを示す系統図である。

【図2】上記液圧ブレーキシステムにおいて、前輪について設けられた増圧用電磁制御弁および減圧用電磁制御弁を示す正面図（一部断面）である。

【図3】上記液圧ブレーキシステムにおいて、後輪について設けられた増圧用電磁制御弁および減圧用電磁制御弁を示す正面図（一部断面）である。

10 【図4】上記液圧ブレーキシステムに設けられた制御装置のうち、本発明に関連の深い部分を概略的に示すブロック図である。

【図5】上記液圧ブレーキシステムの通常液圧制御ルーチンを示すフロチャートである。

【図6】本発明の別の実施形態である液圧ブレーキシステムのポンプ装置制御ルーチンを示すフロチャートである。

20 【図7】本発明のさらに別の実施形態である液圧ブレーキシステムの前後輪ブレーキ制御ルーチンを示すフロチャートである。

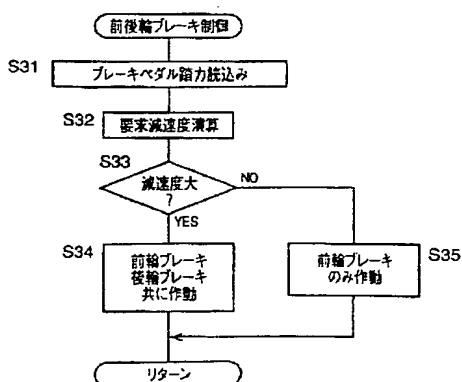
【図8】本発明のさらに別の実施形態である液圧ブレーキシステムの電磁制御弁制御ルーチンを示すフロチャートである。

# 【符号の説明】

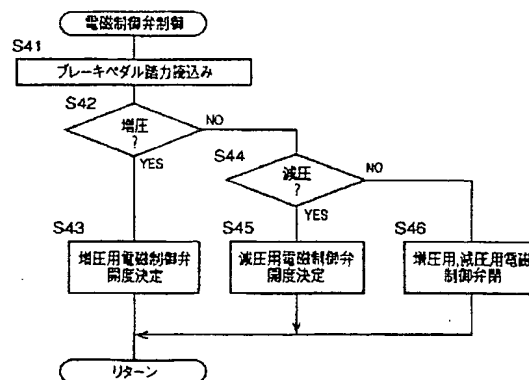
10：左前輪 12：右前輪 14：左後輪 16：右後輪 20、22：フロントホイールシリンダ 24、26：リヤホイールシリンダ 36：ブレーキペダル 50、52、90、92：ホイールシリンダ液圧センサ 54：マスタシリンダ液圧センサ 58：ストロークセンサ 60、62：電動モータ 64：低压ポンプ 66：高压ポンプ 74：ポンプ液圧センサ 76、80、84、88：増圧用電磁制御弁 78、82、86、90：減圧用電磁制御弁 170：制御装置 172：液圧制御コンピュータ

＊

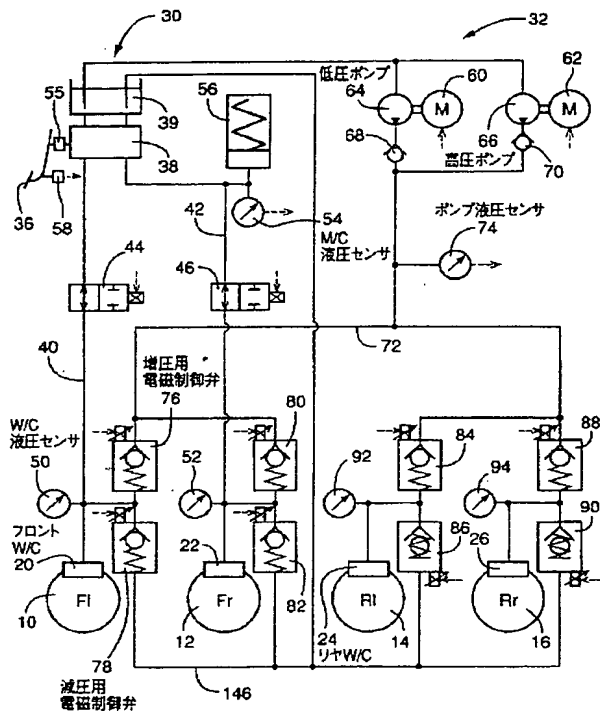
【図7】



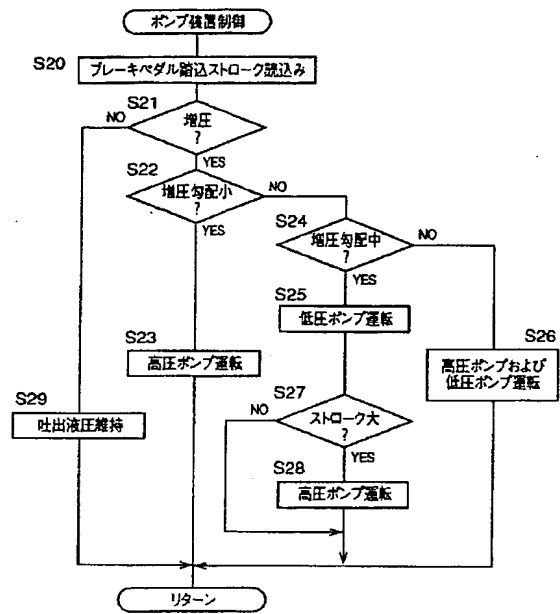
【図8】



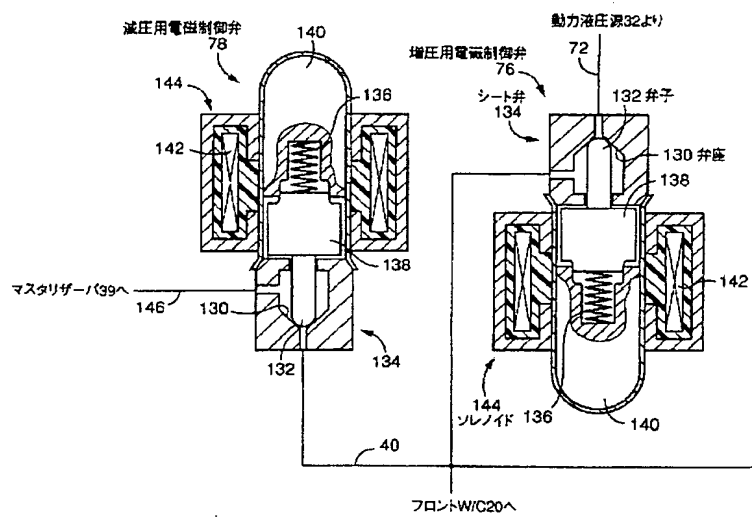
【図 1】



【図 6】



【図 2】



減圧用電磁制御弁 86

158

156

154

マスタリザーバ39へ

150

152

132

130

134

増圧用電磁制御弁 84

132

130

138

134

144

136

140

リヤW/C 24へ

Figure 1 is a block diagram of a vehicle slip control system. The system includes a central control unit 170, which is connected to various sensors and actuators. On the left side, the control unit 170 receives input from a steering sensor 58, an M/C pressure sensor 54, a pump pressure sensor 74, a W/C pressure sensor 50, and another W/C pressure sensor 94. The control unit 170 contains a ROM 176, a CPU 174, and a RAM 178, all connected to a bus 180. On the right side, the control unit 170 outputs to six drive circuits 184, which are connected to a steering motor 60, a pump motor 62, two electromagnetic solenoid valves 44 and 46, and two pressure control solenoid valves 76 and 78. There are also two more drive circuits 184 connected to two additional pressure control solenoid valves 88 and 90. The control unit 170 is connected to a vehicle slip control computer 186 via a bidirectional interface.

【図5】

